

УДК 631.3.072.3

АРТЮШЕНКО А.Д., к.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВЕСОК СИДЕНЬЯ ДЛЯ ТРАКТОРА

Наведені результати порівняльних досліджень віброзахисних якостей пневматичної підвіски сидіння і серійної на тракторі Т-150 К, під час проведення оранки стерні і виконанні транспортних робіт. Запропоновані вимоги до підвіски сидіння з урахуванням особливостей його роботи.

Введение. Исследованиями взаимосвязи между параметрами колебаний и их физиологическими воздействиями [1] было установлено, что при колебаниях в частотном диапазоне 0,5-5 Гц ощущения человека пропорциональны ускорениям. Поэтому использование среднеквадратических значений ускорений в качестве показателя плавности хода трактора наиболее приемлемо. Колебания, действующие на тракториста на современных тракторах, существенно ограничивают скорость его движения, снижают способность тракториста безошибочно выдерживать курс движения.

Длительное действие колебаний вызывает снижение производительности труда, вызывает профессиональные заболевания (дегенеративные изменения позвоночника, хронический пояснично-крестцовый радикулит, хронический гастрит, язвенную болезнь желудка и двенадцатиперстной кишки, угнетение функции вестибулярного анализатора, нервные заболевания, нарушение функций сердечно-сосудистой системы) [2].

Из отмеченного выше следует, что снижение уровня колебаний сиденья тракториста является важной технической задачей.

Анализ последних достижений и публикаций. Сравнительные исследования виброзащитных свойств подвесок сидений при движении трактора по стерне со скоростью 12 км/ч показали, что среднеквадратические ускорения на серийном сиденье выше предусмотренных санитарными нормами, а опытная подвеска с нелинейной восстанавливающей силой по сравнению с серийной снижает колебания на 30-40 % [3].

При проектировании подвески сиденья необходимо учитывать следующее:

- 1) собственная частота подвески сиденья должна быть меньше частоты колебаний пола кабины, т.е. $\omega_{II} < 0,7\Omega$;
- 2) собственная частота подвески сиденья не должна совпадать с собственными частотами человека;
- 3) в виду ограничения величины динамического хода подвески в положении статического равновесия, подрессоренная масса должна находиться в среднем его положении;
- 4) трение в подвеске оказывает вредное влияние на виброзащитные её свойства, увеличивая частоту колебаний подвески и частичное блокирование её;
- 5) в резонансной зоне, чем больше коэффициент демпфирования, тем большее ускорение передаётся через амортизатор;
- 6) при малой жесткости упругого элемента и изменении позы трактористом сиденье будет смещаться от положения статического равновесия отрегулированного по высоте;
- 7) при прогрессивной характеристике упругого элемента в конце динамического хода сиденья будет накапливаться потенциальная энергия, которая будет создавать значительные скорости подрессоренной массы при растяжении упругого элемента;
- 8) в положении статического равновесия амортизатор на определенном участке хода

должен создавать малую силу сопротивления и прогрессивно нарастающую по концам динамического хода.

На современных тракторах используются гидравлические амортизаторы, сила сопротивления которых определяется по формуле

$$Z_a = K \cdot Z_{отн}^i,$$

где K – коэффициент сопротивления амортизатора; $Z_{отн}$ – скорость относительного перемещения сиденья относительно пола кабины; i – показатель степени $i \leq 2$.

Наибольшая скорость подрессоренной массы имеет место при прохождении её через положение статического равновесия.

Цель и постановка задачи. Целью сравнительных исследований являлось определение эффективности виброзащитных свойств пневматической подвески сиденья трактора Т-150 К с серийной в процессе выполнения пахоты и транспортных работ на сухой грунтовой дороге.

Объектом исследования являлась пневматическая подвеска сиденья схема, которой приведена на рис. 1

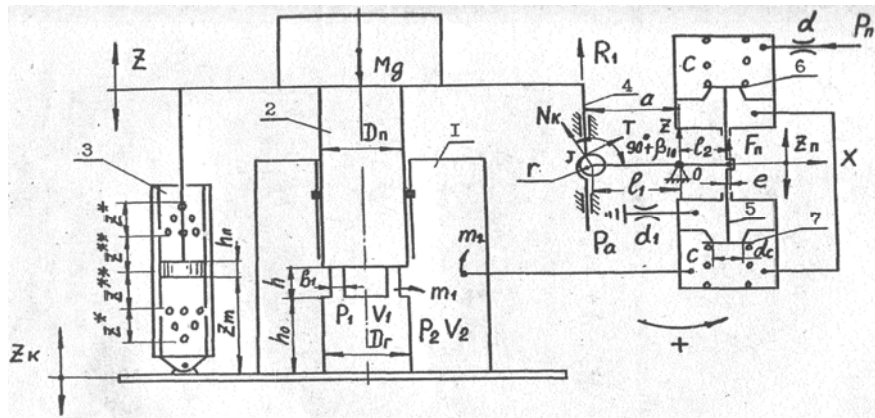


Рисунок 1 – Схема пневматической подвески сиденья:

- I – ресивер; 2 – пневматический цилиндр; 3 – гидравлический амортизатор;
- 4 – обратная связь по положению (штоки); 5 – переключатель;
- 6 – клапан впуска; 7 – клапан выпуска

Сила трения штока в уплотнительном кольце N_T определяется по формуле [4]

$$N_T = \pi \cdot D \cdot l \cdot f \cdot \bar{P}_K,$$

где \bar{P}_K – среднее контактное давление по кольцу шириной l ;

$$\bar{P}_K = \frac{1}{l} \int_0^l P_K dl \approx \bar{P}_{K0} + S \cdot P_1 = K_\phi \cdot \varepsilon \cdot E_\infty + S_K \cdot P_1,$$

где K_ϕ - коэффициент формы сечения кольца, $K_\phi = 1,25$;

E_∞ - модуль упругости резины (7 МПа);

S_K - коэффициент передачи давления в условиях всестороннего сжатия;

P_1 - давление воздуха в пневматическом цилиндре;

ε - относительная деформация сжатия кольца, $\varepsilon = (d - H) / d$

где d - диаметр кольца;

H - глубина канавки под уплотнительным кольцом.

Так как сила трения зависит от относительной деформации кольца, были выполнены расчеты по определению допустимой величины деформации. Для измерения силы трения в положении статического равновесия был изготовлен пружинный динамометр и произведены измерения для различных значений подрессоренной массы, а также для тракториста массой 60 кг.

Максимальные значения силы трения в подвеске без нагрузки достигают 32-34 Н, а с нагрузкой – 35-40 Н.

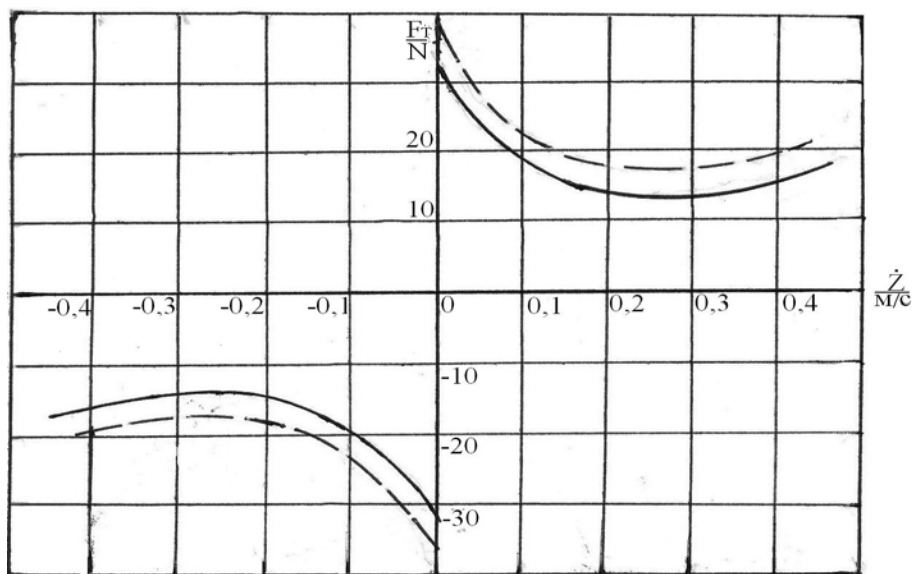


Рисунок 2 – Зависимость силы трения в подвеске от скорости перемещения поршня:
— без нагрузки; - - - с нагрузкой массой $M=40$ кг

Исследование сил трения при движении пневматической подвески осуществлялось на специально изготовленном электрогидравлическом стенде. Для исключения влияния силы сжатия воздуха в подвеске при перемещении поршня на величину силы трения, крышка штока была заменена на крестовину, обеспечивающая свободное сообщение пневмоцилиндра с атмосферой. Частота колебаний вибростола изменялась регулированием числа оборотов электродвигателя.

С увеличением скорости перемещения поршня от 0 до 0,3 м/с сила трения в подвеске уменьшалась.

Для обеспечения подвеской противофазного относительного перемещения сиденья величина динамического хода должна быть равной величине переносного перемещения пола кабины трактора. Однако величина динамического хода подвески сиденья ограничена требованиями эргономики. Величина хода подвески сиденья на тракторе Т-150 К составляет 120 мм, на тракторах классов 0,6-2 применяемые подвески сиденья имеют величину хода не более 80 мм.

Известно, что вероятность нахождения случайной величины в заданном интервале при нормальном законе распределения может быть определена по формуле:

$$P \cdot \{ -Z_{\max} \leq \xi \leq Z_{\max} \} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-Z_{\max}}^{Z_{\max}} \exp\left(-\frac{(Z-m)^2}{2 \cdot \sigma^2}\right) dz$$

Оценим вероятность невыхода перемещения сиденья из интервала 80 мм при

нормальном законе распределения пола кабины, для которого $\sigma = 25$ мм.

$$P\{-40 \leq Z \leq 40\} = 2 \cdot \Phi(40/25) = 0,89$$

Поэтому введение участков торможения или участков с прогрессивной характеристикой амортизатора необходимо.

Уравнение амортизатора с учетом обеспечения плавного перехода от одного участка характеристики к другому имеет вид

$$F(z, \dot{z}) = \begin{cases} -K_1 \cdot \dot{z}, \text{ если } -z^{**} \leq z \leq z^{**}; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_3 \cdot \dot{z} \left\{ (|z| - z^{**}) / [(z^* - z^{**}) / D] \right\} \cdot K_p, \\ \text{если } -z^{**} > z > -z^{**} + \frac{-z^* + z^{**}}{D} \text{ и } \dot{z} < 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_3 \cdot \dot{z} \left[K_p + K_0 (|z| - z^{**} - \frac{z^* - z^{**}}{D}) / \left(z^* - z^{**} - \frac{z^* - z^{**}}{D} \right) \right], \\ \text{если } -z^{**} + \frac{-z^* + z^{**}}{D} > z > -z^* \text{ и } \dot{z} < 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z}, \text{ если } z > 0 \text{ и } \dot{z} < 0 \text{ или } z < 0 \text{ и } \dot{z} > 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_2 \cdot \dot{z} \left\{ (z^* - z^{**}) / [(z^* - z^{**}) / D] \right\} \cdot K_p, \\ \text{если } z^{**} < z < z^{**} + \frac{z^* - z^{**}}{D} \text{ и } \dot{z} > 0; \\ -K_1 \cdot \dot{z} - K_2 \cdot \dot{z} \left[K_p + K_0 \left(z - \left(z^* + \frac{z^* - z^{**}}{D} \right) \right) / \left(z^* - z^{**} - \frac{z^* - z^{**}}{D} \right) \right], \\ \text{если } z^{**} + \frac{z^* - z^{**}}{D} < z < z^* \text{ и } \dot{z} > 0, \end{cases}$$

где K_0 и K_p - коэффициенты распределения площади дроссельных отверстий;

l/D - величина показывающая на какой части тормозного участка коэффициент K_p .

Причем $K_p + K_0 = 1$.

Отношение $(Z - Z^{**}) / (Z^* - Z^{**})$ описывает закон перекрытия окон в рабочей гильзе амортизатора.

Исследование подвесок на тракторе Т-150 К. Целью проведения сравнительных испытаний было определение среднеквадратических ускорений на сиденье трактора в низкочастотном диапазоне при выполнении трактором Т-150 К пахоты и транспортных работ.

При выполнении транспортных работ трактор агрегатировался с груженым прицепом 1ПТС-9, а при пахоте - навесным плугом ПЛН-5-35.

Давление воздуха в шинах устанавливалось в соответствии с видом работ и контролировалось образцовым манометром.

Длина испытательного участка на сухой грунтовой дороге была выбрана длиной 200м. Испытания проводились совместно с ХТЗ с использованием радиотелеметрической установки РТУ-12 МЗ, представляющую собой аналоговую

радиотелеметрическую систему с временным разделением каналов, устанавливаемую в кабине трактора и акселерометров ВВН-201.

Полученная в процессе записи информация поступала на стационарный пульт управления, а от него на измерительное устройство записи ТЕСЛА АМ 500, которое может записывать одновременно 14 независимых электрических сигналов на магнитную ленту. Для записей входной сигнал подвергался преобразованию путем частотной модуляции.

Транспортные работы выполнялись на передачах V, V1, V11, V111, а пахота - на передачах I, II, III.

Акселерометры крепились на полу кабины и сиденье. Объектом испытаний были пневматическая подвеска сиденья и серийная подвеска, устанавливаемая на трактор Т-150 К.

Полученные в результате экспериментальных исследований записи на магнитной ленте были обработаны на ЭЦВМ.

В результате вычислений были определены среднеквадратические значения ускорений для диапазонов частот, регламентированных ГОСТом 12.2.019-86. Количество одновременно обрабатываемых ординат составляло 4000. Сравнительную оценку виброзащитных свойств испытуемых подвесок сидений осуществим по коэффициенту динамичности. Под коэффициентом динамичности будем понимать отношение среднеквадратического ускорения на сиденье к среднеквадратическому значению ускорения на полу кабины трактора.

На рис.3 и 4 зависимости коэффициентов виброизоляции подвесок сиденья от частоты на пахоте и при выполнении транспортных работ соответственно

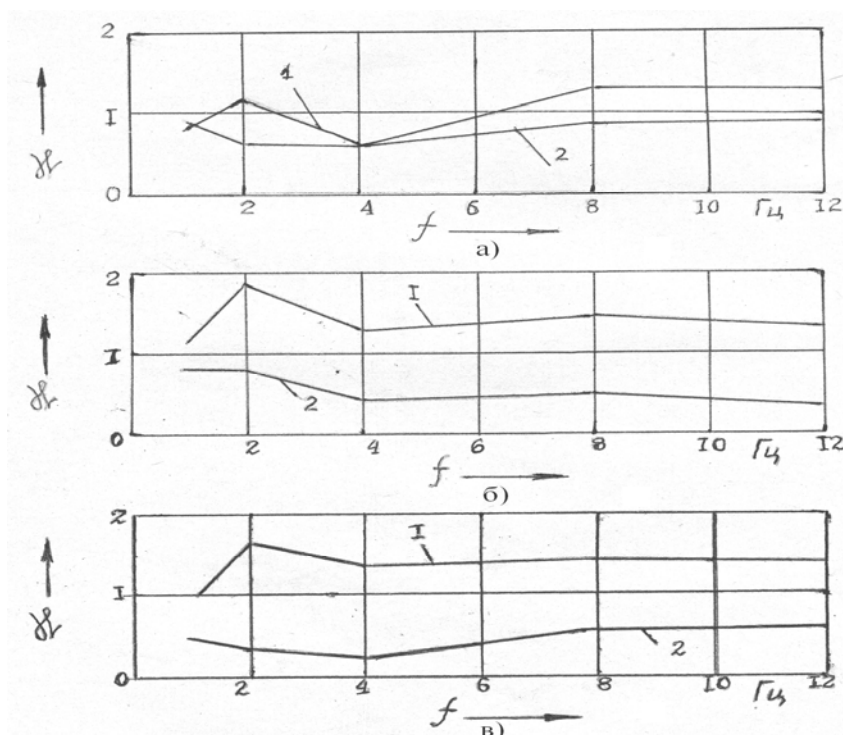
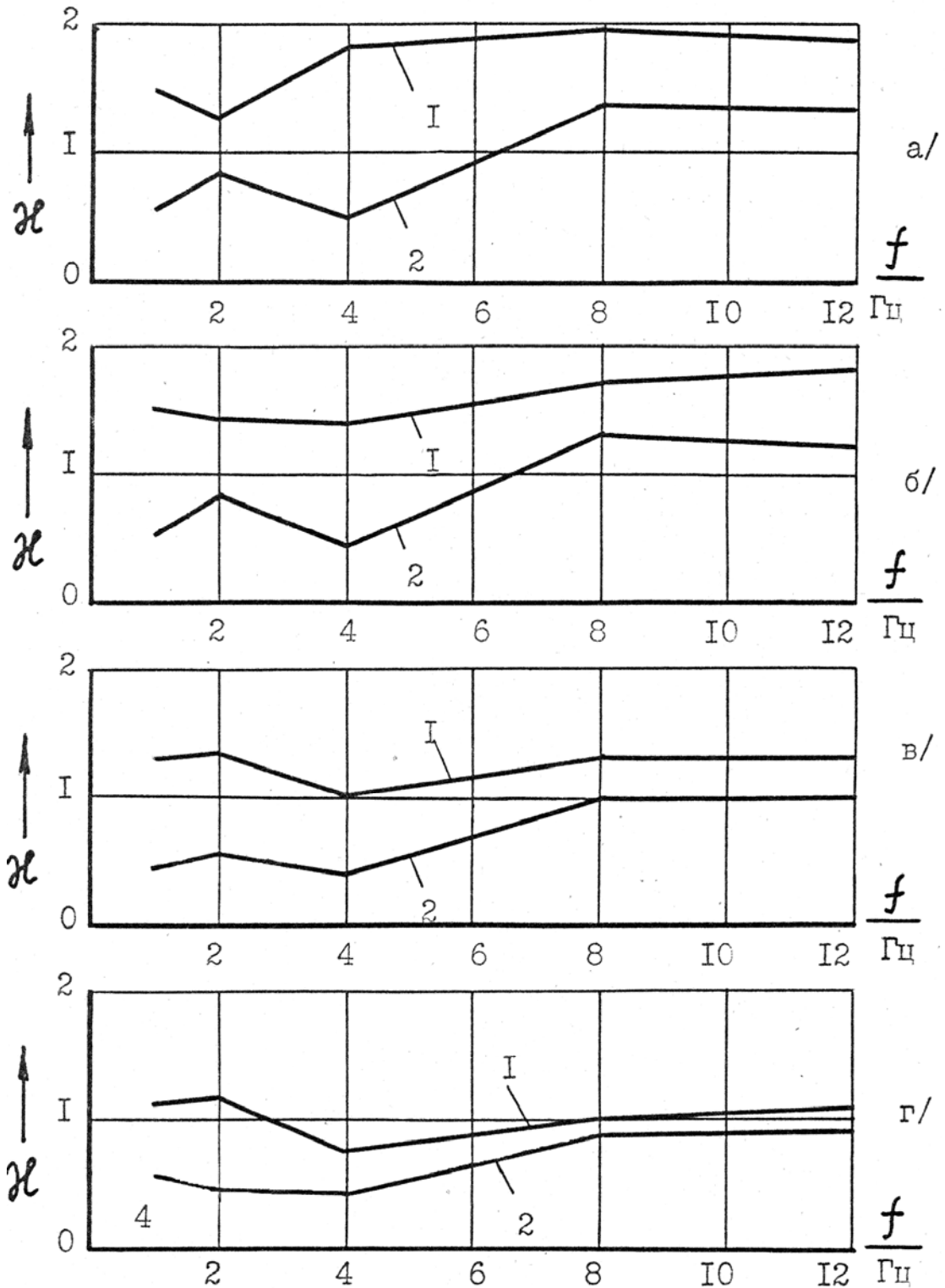


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента виброизоляции подвески сиденья от частоты при пахоте стерни овса
 а) $V=2,37\text{м/с}$; б) $V=2,78\text{м/с}$; в) $V=3,16\text{м/с}$
 I – Серийная подвеска; 2 – пневматическая подвеска



а/ $V=5,18$ м/с; б/ $V=5,56$ м/с; в/ $V=6,9$ м/с; г/ $V=8,36$ м/с

I – серийная подвеска; 2 – пневматическая подвеска

Рисунок 4 – Зависимость коэффициента виброизоляции подвески сиденья от частоты при выполнении транспортных работ

Анализ полученных графиков показывает, что как при выполнении транспортных работ, так и на пахоте виброзащитные свойства подвески сиденья значительно лучше серийной. В наиболее характерном частотном диапазоне 1,4...2,8 Гц подвеска уменьшает вертикальные ускорения на сиденье в 1,5...3 раза, в то время как серийная подвеска их усиливает. Характерной особенностью пневматической подвески является уменьшение коэффициента динамичности с увеличением среднеквадратических ускорений на полу кабины трактора в интервале частот 3...5 Гц. Одной из причин этого явления уменьшение силы трения в уплотнении штока пневмоцилиндра.

Для серийной подвески сиденья вертикальные среднеквадратические ускорения в частотном диапазоне 1,4...2,8 Гц при движении трактора на V1, V11, V111 передачах превышают значение допускаемые ГОСТ 12.2.019-86.

Выводы

1. Виброзащитные свойства пневматической подвески сиденья [6] обеспечивают снижение ускорений сиденья, как на пахоте, так и при выполнении транспортных работ на сухой грунтовой дороге до уровня ниже допустимого по ГОСТ 12.2.019-86.

2. При движении трактора с прицепом 1ПТС - 9 серийная подвеска сиденья практически на всех передачах имеет коэффициент динамичности больше 1.

3. Внедрение характеристик подвески сиденья, в которых были бы реализованы требования, изложенные в статье, позволяет увеличить производительность машинотракторного агрегата за счет увеличения скорости движения и улучшения условий труда тракториста.

Список литературы: 1. *Stayner M.* Vibrazioni della trattrice in Marcia e reazioni del wpo umano *Масс.е mot. Agr.*, 1976,34,№ 2, 37-43 (итал.).2. *Баранов Е.М., Вайсман А.И., Пархиловский И.Г., Шишкин В.И.* Основные принципы гигиенического нормирования вибрации на рабочем месте водителя автомобиля.- В кн.: Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты: Тез. докл. III Всесоюзн. симп. Москва, 197. – С. 415-420. 3. *Поливаев О.И., Костинов О.М., Климов А.Н., Юшин А.Ю.* Оптимизация параметров подвесок сиденья тракториста // *Тракторы и сельскохозяйственные машины.*- М.,2005. – № 7. 4. *Машиностроительный гидропривод / Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. и др.* Под ред. *Прокофьева В.Н.* - М.: Машиностроение, 1978. 5. *Создание и внедрение средств улучшения условий труда и обеспечение безопасности выполнения работ на тракторах типа Т-150 и Т-150 К,* Отчет кафедры тракторостроения, Харьков, ХПИ,1982 г., № 81065356. 6. *Пневматическая подвеска сиденья транспортного средство: А.с. 737262 СССР, МКИ В 25 j 15/00 А.Д. Артюшенко, Б.П. Кашуба, М.Н. Коденко и др.* – Заявлено 03.04.79; Опубл. 07.08.80, Бюл. №20.